

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МОБИЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РЕМОНТА ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ МГ

КУЗЬМИН Павел Павлович

магистрант

ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»

г. Самара, Россия

Общая протяженность газотранспортной системы на территории России составляет более 170 тыс. км. Свое основное развитие газотранспортная система получила в 70-80 гг. прошлого века и к настоящему времени износ основных фондов по линейной части газопроводов составляет более 57%. Поэтому обеспечение надежности линейной части магистральных трубопроводов является одной из важных задач. Эта задача может быть решена за счет внедрения новых технических средств, технологий и оптимальных методов организации производства капитального ремонта газопроводов. Сегодня действует Программа комплексного капитального ремонта линейной части магистральных газопроводов на 2020-2025 гг., утвержденная правлением ПАО «Газпром» в 2019 г.

Ключевые слова: Мобильная компрессорная станция (МКС), ремонтные работы, природный газ, технология, расчет, системы газоснабжения.

К капитальному ремонту линейной части газопроводов относятся работы, не затрагивающие основные проектные показатели объектов (вид транспортируемого продукта, рабочее давление и производительность газопроводов), связанные с восстановлением изношенного оборудования, отдельных узлов, конструкций или их заменой, а также по восстановлению технических и эксплуатационных характеристик объектов транспорта газа, в том числе: замена труб или участков газопроводов, дальнейшая эксплуатация которых невозможна; устранение дефектов и ремонт труб и сварных соединений, в том числе по результатам диагностики и т. п.

В настоящее время технология откачки газа с применением МКС достаточно хорошо отработана. Существуют различные технические решения: с применением эжекторной схемы откачки, с применением центробежных компрессорных установок и с применением поршневых компрессорных установок. Наибольшее распространение получили МКС с применением поршневых компрессорных установок. На базе поршневых компрессорных установок МКС выпускают такие крупные компании, как Ariel (Канада), OGE (Германия), LMF (Австрия) и др. В

условиях импортозамещения иностранного оборудования ПАО «Газпром» анонсировало в своих планах создание отечественной МКС. В связи с этим АО «Компрессор» приступило к созданию отечественной МКС на базе поршневого компрессора.

Основными критериями, которые определяют эффективность МКС, являются: время, затраченное на перекачку газа, и высокая мобильность оборудования. Например, при ремонте газопровода диаметром 1020 мм и протяженностью 30 км время опорожнения ремонтируемого участка с начального давления 7,5 МПа до конечного давления 1,0 МПа должно составлять не более 100 ч. Таким образом, в качестве первой проблемы, которая рассматривается в данной статье, была решена задача, связанная с моделированием процесса откачки газа из газопровода и расчета времени работы конкретного компрессора, необходимого для опорожнения участка газопровода с заданными параметрами.

Математическое описание рабочих процессов в ПК сводится к составлению и интегрированию нелинейной системы дифференциальных уравнений. Система уравнений для описания свойств реального газа в рассматриваемой полости выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned}\frac{dU}{dt} &= \alpha F_{\text{ст}}(T_{\text{ст}} - T) - \frac{pdV}{dt} + \sum_j i_j m_{j-} - \sum_t i_t m_t ; \\ \frac{dM}{dt} &= \sum_j m_{j-} - \sum_t m_t ; \\ p &= \frac{M}{V}; \quad u = \frac{U}{M}; \quad T = f(u, p); \\ z &= f(T, p); \quad p = zpRT; \quad i = u + \frac{p}{\rho},\end{aligned}$$

Где U – внутренняя энергия, t – время, α – коэффициент теплоотдачи, $F_{\text{ст}}$ – площадь теплообменной поверхности, $T_{\text{ст}}$ – температура стенок, T – температура, p – давление;

V – объем, i_j, i_t – удельная энтальпия притекающего и утекающего газа, m_j, m_t – массовый расход притекающего и

утекающего газа, M – масса газа, ρ – плотность, u – удельная внутренняя энергия, z – коэффициент сжимаемости, R – газовая постоянная.

Уравнение движения запорного органа клапана в зависимости от времени имеет следующий вид:

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{dt^2} = \xi_p F_c \Delta p - c(h + h_0) - \eta \frac{dh}{dt} + m_{\text{пр}} g \cos \beta,$$

Где $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса подвижных элементов клапана; h – перемещение запорного органа клапана; ξ_p – коэффициент давления; F_c – площадь проходного сечения в седле клапана; Δp – перепад давления на клапане; c – жесткость упругих элементов клапана; η – коэффициент демпфирования; g – ускорение свободного падения; β – угол между осью движения и направлением силы тяжести.

Рассмотрим работу оппозитного четырехрядного компрессора, предназначенного для опорожнения участка газопровода с давления 7,5 МПа до давления 0,5 МПа. Компрессор имеет двухступенчатую технологию работы, т. е. при низком перепаде давления компрессор работает как одноступенчатый, а при высоком перепаде автоматически переключается на двухступенчатый режим.

Переключение компрессора на двухступенчатый режим связано с тем, что при больших отношениях давлений в ступени снижается КПД компрессора, т. к. действительный процесс сжатия газа все больше отклоняется от изотермического, возрастают утечки, возрастают затраты на преодоление трений в механизме движения из-за роста поршневых сил. С увеличением отношения давлений в первой ступени снижается производительность компрессора. В первую очередь эти потери связаны с расширением газа из мертвого пространства. На рисунке 1 показаны теоретические процессы расширения при различных отношениях давлений в ступени. Из рисунка видно, что чем выше отношении давлений в ступени, тем ниже объем всасываемого газа.

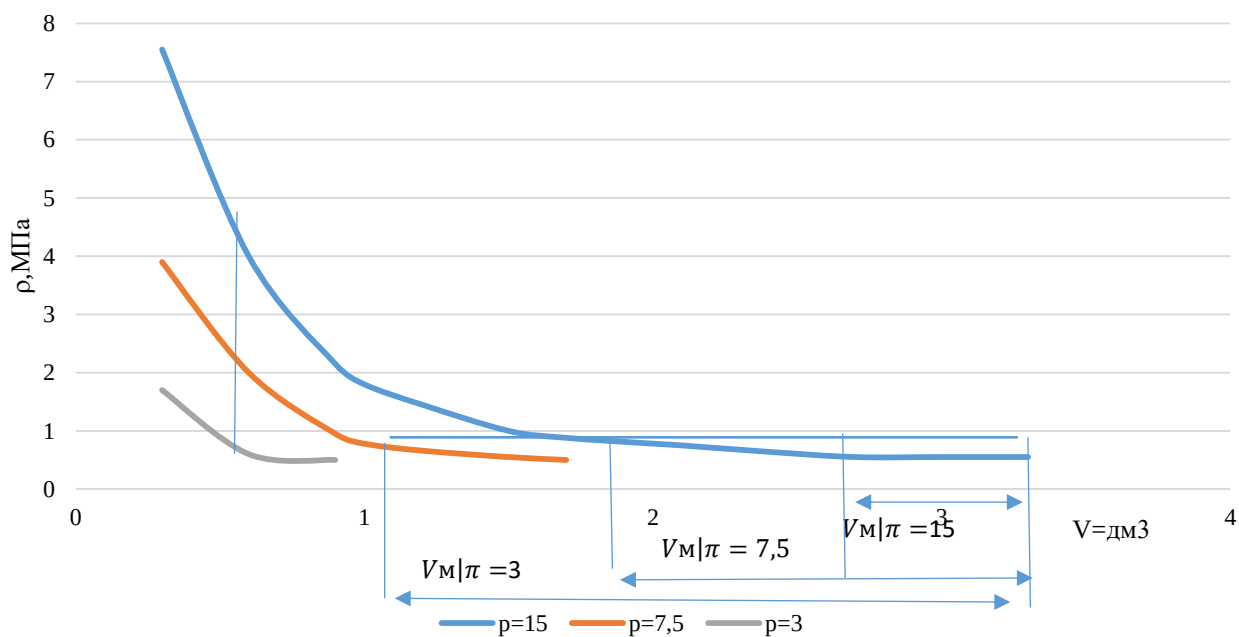


Рисунок 1. Теоретические процессы расширения при различных отношения давления в ступени

Кроме этого, повышение отношения давлений в ступени ведет к росту температуры. Так, при адиабатическом сжатии конечная температура, для случая $\pi = 15$ и $t_n = 20^\circ\text{C}$, составит 292°C , что недопустимо для работы поршневого компрессора.

Оценим время опорожнения локализованного участка газопровода с геометрическим объемом 78 тыс. м³. Давление в трубе меняется от 7,5 МПа до 0,5 МПа. Начальная масса газа в трубе будет равна 3,8 тыс. тонн, остаточная масса (по результатам расчетов) — 0,25 тыс. тонн. Как известно, массовая производительность компрессора зависит от параметров газа на всасывании. Чем выше плотность газа на всасывании, тем выше производительность компрессора. На рисунке 2, 3 приведены зависимости массовой производительности компрессора от давления всасывания.

Приведенный график показывает, что зависимость производительности компрессора от давления на всасывании близка к линей-

ной. В момент переключения компрессора на двухступенчатый вариант происходит резкое снижение производительности (рисунок 2, 3). Это связано с тем, что до переключения все четыре цилиндра работают как первая ступень, а после переключения в качестве первой остаются только три цилиндра, четвертый цилиндр работает уже в качестве второй ступени. Также на графике наглядно видно, что с ростом отношения давления влияние мертвого пространства на производительность становится более существенно. В какой-то момент производительность трех цилиндров двухступенчатого варианта становится больше четырех цилиндров одноступенчатого варианта (точка пересечения линий на рисунке 2).

На рисунке 4 приведены зависимости изменения давления в трубе от времени и давления переключения компрессора на двухступенчатый режим работы. При давлении переключения равном $p_n = 0,5$ МПа компрессор на протяжении всего времени работает в одноступенчатом режиме.

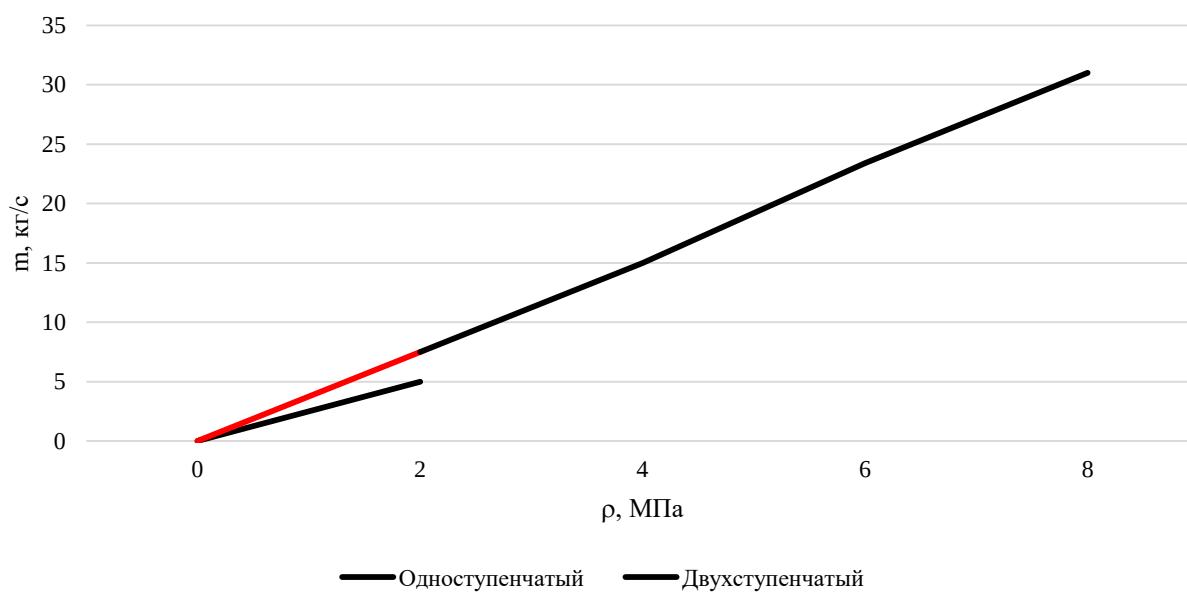


Рисунок 2. Зависимость производительности компрессора от давления всасывания

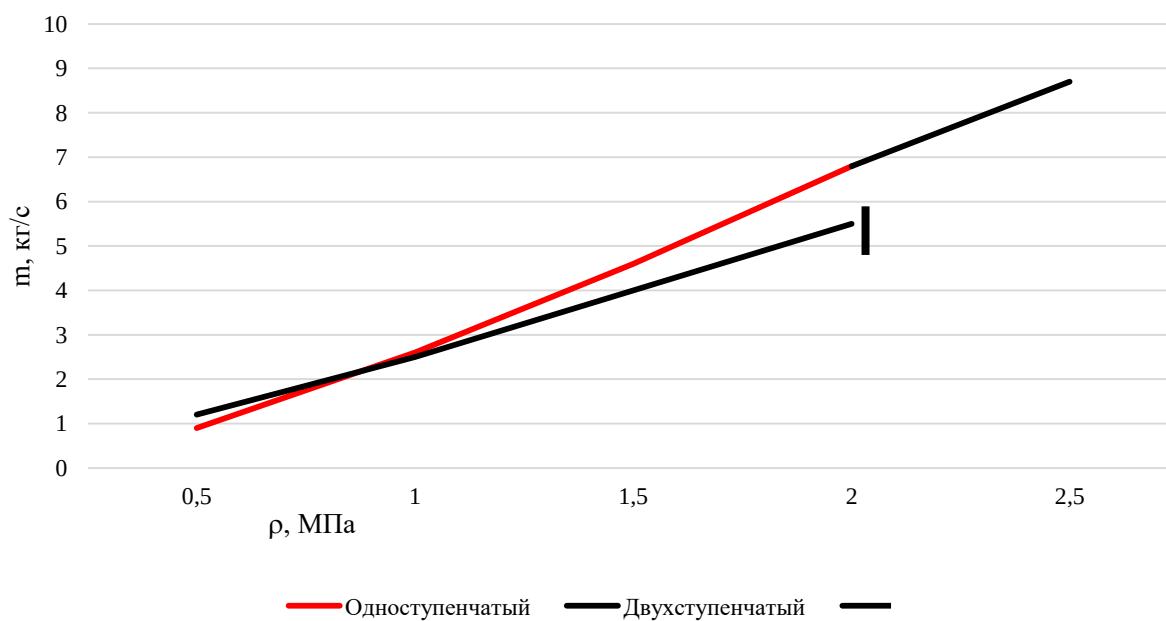


Рисунок 3. Зависимость производительности компрессора от давления всасывания в увеличенном масштабе

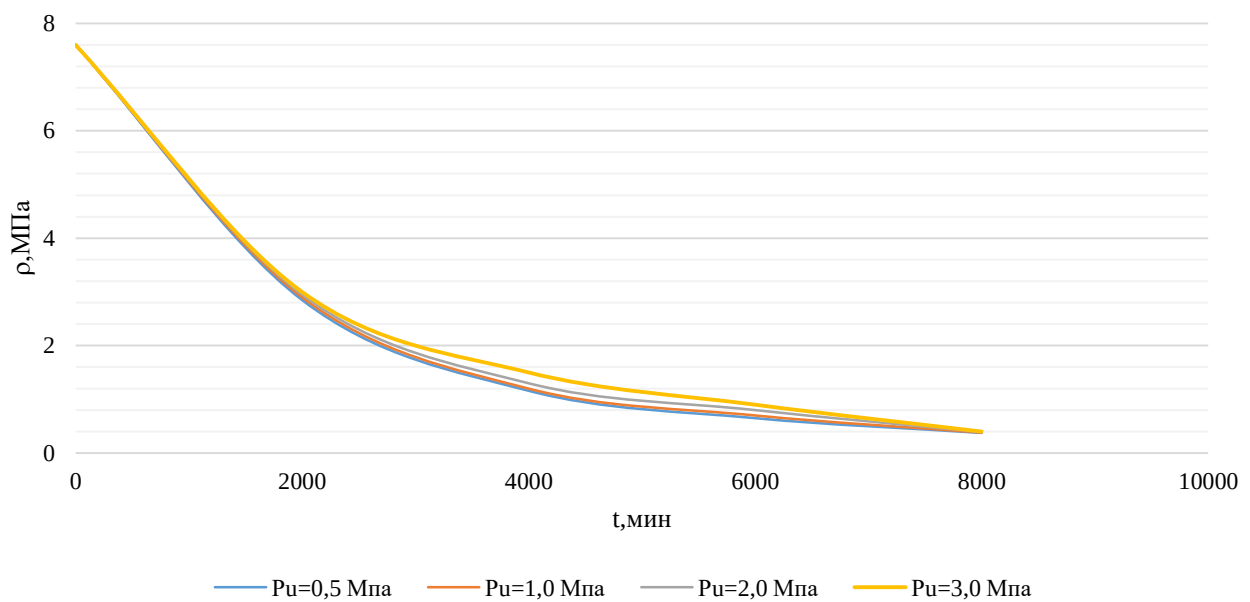


Рисунок 4. График изменения давления в трубе

Приведенный график показывает, что на начальном этапе давление в трубе падает быстрее. Это связано с тем, что на этом этапе компрессор имеет большую производительность. С уменьшением давления в трубе производительность компрессора становится ниже. Причем чем ниже давление в трубе, тем больше времени затрачивается на обеспечение того же перепада давления, поэтому кривая в конце более пологая. Кривая производительности компрессора в зависимости от времени откачки приведена на рисунке 4. Следующий момент, который обращает на себя внимание, связан с давлением, при котором происходит переключение компрессора на двухступенчатый режим. На графике этот момент соответствует точке излома кривой (рисунок 5). В этот момент происходит резкое снижение производительности компрессора (рисунок 5). Причем чем раньше происходит переключение компрессора, тем медленнее идет снижение давления в трубе, а соответ-

ственно, времени на опорожнение участка труба затрачивается больше. На рисунке 6 приведена диаграмма, которая показывает, как зависит время опорожнения трубы от давления, при котором переключается компрессор на двухступенчатый режим.

Интересным моментом является то, что в случае, если компрессор не переключается на двухступенчатый режим, а работает только в одноступенчатом режиме, время опорожнения трубы не будет минимальным. Это объясняется тем, что при некотором давлении на всасывании из-за потерь, связанных с расширением из мертвого пространства, производительность компрессора при одноступенчатом режиме становится ниже, чем при двухступенчатом (рисунок 2). Из рисунка 2 следует, что этому моменту соответствует давление примерно 1 МПа. Из рисунка 6 видим, что при этом давлении переключения компрессора на двухступенчатый режим будет минимальное время опорожнения трубы.

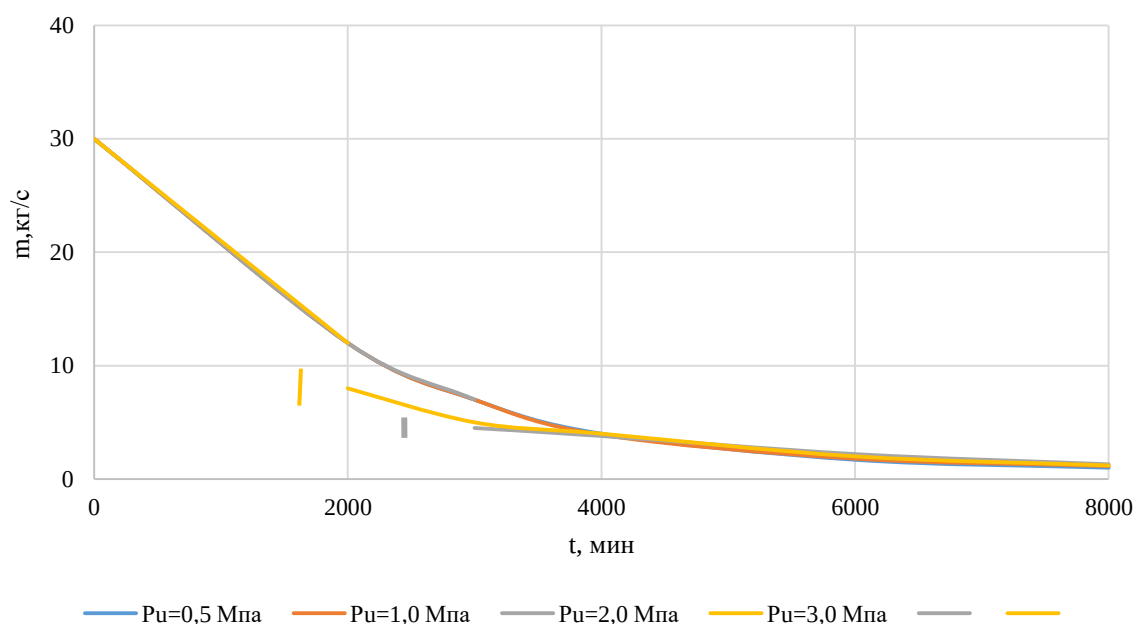


Рисунок 5. График производительности компрессора

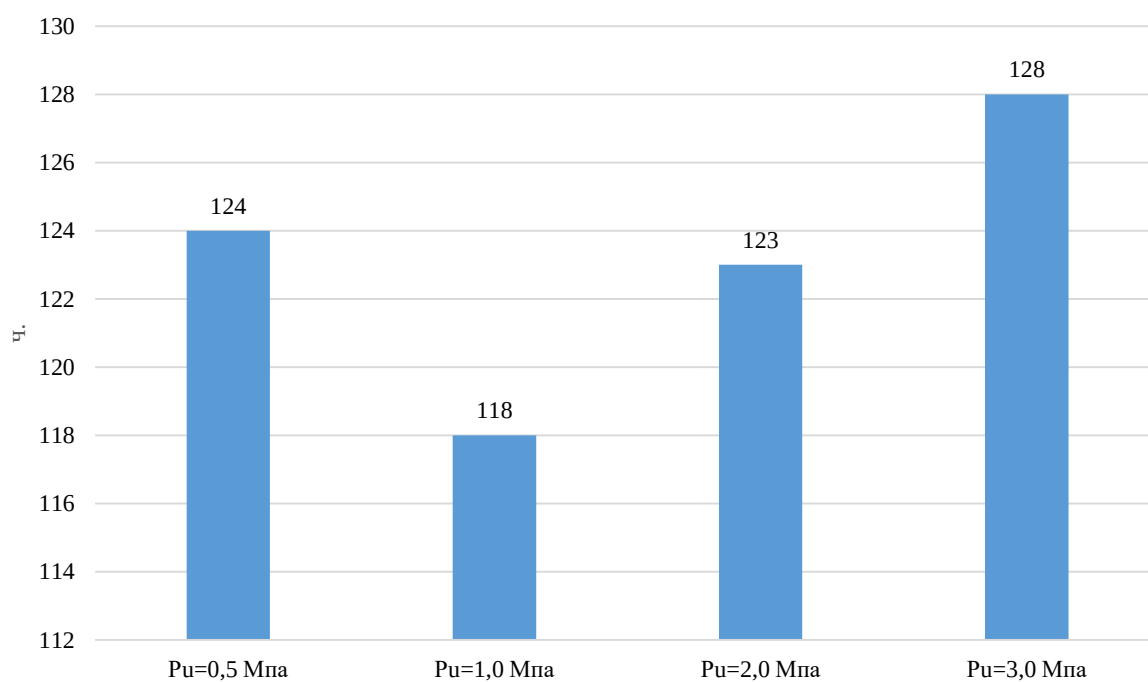


Рисунок 6. Время опорожнения трубы в зависимости от давления переключения компрессора на двухступенчатый режим

Однако следует отметить, что при этом давлении отношение давлений в первой ступени будет равно $\pi = 7,5$, что приведет к росту температуры нагнетания. Поэтому с точки зрения улучшения температурного режима компрессора переход на двухступенчатый режим луч-

ше производить при большем давлении.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет оценить время опорожнения локализованного участка трубы газопровода от начального давления до конечного и подобрать наиболее рациональное

значение давления, при котором необходимо переводить компрессор на двухступенчатый режим. По графику изменения давления (рисунки 4) можно определить время откачки газа до любого заданного давления. Разработанная математическая модель реализована в

виде программного комплекса, который является хорошим инструментом для расчета и подбора компрессорного оборудования, предназначенного для выполнения ремонтных работ, проводимых на линейной части магистральных газопроводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бузова И.А., Махавикова Г.А., Терехова В.В. Коммерческая оценка инвестиций: учеб. для вузов. – СПб.: Питер, 2004. – 432 с.
2. Вахрин П.И. Инвестиции: учеб. для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по экон. спец. – М.: издательско-торг. корпорация «Дашков и К», 2003. – 384 с.
3. Виленский П.Л. Оценка эффективности инвестиционных проектов: Теория и практика: учеб. пособие – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Дело, 2002. – 808 с.
4. Виханский Н.С. Основы инвестиционного менеджмента: т. I, II. – СПб. «Нико-центр», 2001.
5. Городничев П.Н. Инновационный менеджмент: учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений. – М.: КНОРУС, 2005. – 544 с.
6. Игонина Л.Л. Инвестиции: учеб. пособие. – М.: Экономистъ, 2003. – 478 с.
7. Павловская, А.В. Планирование производства на предприятиях нефтяной и газовой промышленности: учебное пособие. – изд. 2-е, перераб и доп. – Ухта: УГТУ, 2020. – 225 с.
8. Сычев В.В., Вассерман А.А., Загорученко В.А., Козлов А.Д., Спиридонов Г.А., Цымарный В.А. Термодинамические свойства метана – ГСССД. Серия монографий. – М.: Издательство стандартов, 1979, – 348 с.
9. Хавранек П.М. Руководство по оценке эффективности инвестиций. – М.: ИНФРА-М, 1995. – 528 с.